DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.1999.02.002

1999年（第21卷）第2期 汽车工程 Automotive Engineering 1999 (Vol.21) No.2

99013

结合卡尔曼滤波器的车辆主动悬架轴距预瞄控制研究

喻 凡 郭孔辉

（吉林工业大学）

【摘要】 利用轴距预瞄信息，即前后轮路面输入之关系，同时结合卡尔曼滤波器作为状态估计器，本文提出了一种算法用于车辆悬架控制律的设计。根据模拟结果，研究了算法的可行性，分析了卡尔曼滤波器对状态变量的估计精度，以及轴距预瞄控制对进一步改进车辆性能的潜力。

叙词：车辆 悬架 预瞄控制 滤波器

A Study on Wheelbase Preview Control for Active Vehicle Suspension System with a Kalman Filter

Yu Fan & Guo Konghui

Jilin University of Technology

Abstract

An algorithm is proposed for active vehicle suspension control law design using wheelbase preview information (the correlation between front wheel and rear wheel inputs from road surfaces) with a Kalman filter as a state observer. Based on simulations, the feasibility of the algorithm, the estimation accuracy of Kalman filter for state variables and the potential vehicle performance improvenents with wheelbase preview control are investigated.

Keywords: Vehicle Suspension Preview control Filter

1 前 言

车辆主动悬架系统设计中，控制律的确定是保证车辆性能的关键，系统的成本也是要考虑的重要因素之一。近年来，预瞄控制做为一种较新的方法在主动悬架设计中得到了学术界的广泛注意和研究[1-3]。所谓预瞄控制，就是系统中有一个安装于车身的路面位移传感器，汽车在前进过程中，将前方几米处测得的路面位移信号结合到主动悬架的控制律设计中。

虽然现有预瞄控制研究表明利用预瞄信号可以显著提高车辆悬架系统性能，但这些系统不可避免地存在着一个实际困难，即测量路面位移传感器的成本问题。实际中，当车辆在硬路面做直线行驶时，其后轮的路面位移输入与前轮处几乎相同，只不过是后轮输入存在着一

原稿收到日期为1998年3月3日，修改稿收到日期为1998年4月20日。

个近似等于车前后轴距离/车速的时间滞后。这样，前轮处感受到的路面输入信息可以用来作为后轮输入的预描信息。轴距预瞄控制做为预瞄控制的最基本形式，因其无须使用路面位移传感器而增加额外的系统成本，可望成为更为实际可行的方法。因此，近年来有些学者开始了一些对轴距预瞄控制的研究，研究如何将前、后轮路面输入的关系用于悬架系统设计中，以及它对车辆性能产生的影响[4-8]。

另外，采用随机线性最优控制理论进行车辆主动悬架设计，要求所有的状态变量已知。但从目前的技术水平来看，通过直接测量获得某些状态变量（如路面不平度）是相当困难的。因而在最优主动悬架设计中，利用有限的测量信号获得其它难以测量的状态变量的一个方案就是应用状态估计器。

为提高车辆总体性能，且尽可能地减少悬架测量系统的成本，本文提出了采用卡尔曼滤波器同时结合轴距预瞄信号的主动悬架最优控制器设计算法。进而根据模拟结果分析了卡尔曼滤波器的估计精度，以及采用轴距预瞄控制算法进一步改进车辆性能的潜力，验证了该算法的可行性。

2　系统模型与算法

为了简化研究并更清楚地说明问题，采用一个1/2车辆模型，见图1，其额定参数见表1。

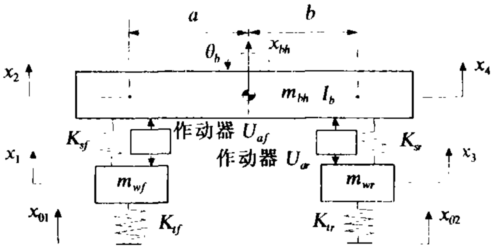

图1　1/2车辆模型

表1　1/2车辆模型额定参数值

质量和转动惯量			刚度			几何尺寸		
m_{hb}	690	kg	K_{sf}	17000	N/m	a	1.3	m
I_b	1222	kg·m^2	K_{sr}	22000	N/m	b	1.5	m
m_{wf}	40	kg	K_{tf}	200000	N/m	l	2.8	m
m_{swr}	45	kg	K_{tr}	200000	N/m	C_{sws}	±50	mm

当 θ_b 在小范围，近似有：

$$\begin{cases} x_2 = x_{bh} - a\theta_b & (1) \\ x_4 = x_{bh} + b\theta_b, & (2) \end{cases}$$

因此，车辆模型运动方程如下

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 m_{wf} = K_{tf}(x_{01} - x_1) - [U_{af} + K_{sf}(x_2 - x_1)] & (3) \\ \ddot{x}_2 = (\dfrac{1}{m_{bh}} + \dfrac{a^2}{I_b})[U_{af} + K_{sf}(x_2 - x_1)] + (\dfrac{1}{m_{bh}} - \dfrac{ab}{I_b})[U_{ar} + K_{sr}(x_4 - x_3)] & (4) \\ \ddot{x}_3 m_{wr} = K_{tr}(x_{02} - x_3) - [U_{ar} + K_{sr}(x_4 - x_3)] & (5) \\ \ddot{x}_4 = (\dfrac{1}{m_{bh}} - \dfrac{ab}{I_b})[U_{af} + K_{sf}(x_2 - x_1)] + (\dfrac{1}{m_{bh}} + \dfrac{b^2}{I_b})[U_{ar} + K_{sr}(x_4 - x_3)] & (6) \end{cases}$$

采用滤波白噪声的时域表达式做为路面输入模型，则前后轮处路面输入方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_{01}(t) = -2\pi f_0 x_{01}(t) + 2\pi\sqrt{G_0 U_0}\ w_1(t) & (7) \\ \dot{x}_{02}(t) = -2\pi f_0 x_{02}(t) + 2\pi\sqrt{G_0 U_0}\ w_2(t) & (8) \end{cases}$$

以 $X = [\dot{x}_4\ \ \dot{x}_3\ \ \dot{x}_2\ \ \dot{x}_1\ \ x_4\ \ x_3\ \ x_2\ \ x_1\ \ x_{01}\ \ x_{02}]^T$ 做为状态矢量，结合模型运动方程(3)～(6)和路面输入方程(7)～(8)，则系统方程和输出方程可写为如下状态空间形式

$$\begin{cases}\dot{X}(t)=AX(t)+BU(t)+FW(t) & (9)\\ Y(t)=CX(t)+v(t) & (10)\end{cases}$$

其中:

$$A=\begin{bmatrix}0&0&0&0&\alpha_1K_{sr}&-\alpha_1K_{sr}&\alpha_2K_{sf}&-\alpha_2K_{sf}&0&0\\0&0&0&0&-\dfrac{K_{sr}}{m_{wr}}&\dfrac{K_{sr}-K_{tr}}{m_{wr}}&0&0&\dfrac{K_{tr}}{m_{wr}}&0\\0&0&0&0&\alpha_2K_{sr}&-\alpha_2K_{sr}&\alpha_3K_{sf}&-\alpha_3K_{sf}&0&0\\0&0&0&0&0&0&-\dfrac{K_{sf}}{m_{wf}}&\dfrac{K_{sf}-K_{tf}}{m_{wf}}&0&\dfrac{K_{tf}}{m_{wf}}\\1&0&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&1&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&1&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&1&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&-2\pi f_0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&0&-2\pi f_0\end{bmatrix}\qquad U=\begin{bmatrix}U_{af}\\U_{ar}\end{bmatrix}\qquad W=\begin{bmatrix}w_1\\w_2\end{bmatrix}$$

$$B=\begin{bmatrix}\alpha_2&0&\alpha_3&-\dfrac{1}{m_{wf}}&0&0&0&0&0&0\\\alpha_1&-\dfrac{1}{m_{wr}}&\alpha_2&0&0&0&0&0&0&0\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$F=\begin{bmatrix}0&0&0&0&0&0&0&0&2\pi\sqrt{G_0U_0}&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&0&2\pi\sqrt{G_0U_0}\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$\alpha_1=\left(\frac{1}{m_{bh}}+\frac{b^2}{I_b}\right)\qquad\alpha_2=\left(\frac{1}{m_{bh}}-\frac{ab}{I_b}\right)\qquad\alpha_3=\left(\frac{1}{m_{bh}}+\frac{a^2}{I_b}\right)$$

C 为状态观测阵；$v(t)$ 为强度矩阵是 V 的观测白噪声。

将 LQG 控制器用于主动悬架设计，其性能指数 J，即轮胎动态位移、悬架动行程和车身加速度的加权平方和的积分值。

$$J=\lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T[XQX^{\mathrm{T}}+U^{\mathrm{T}}RU+2XNU]\mathrm{d}t\qquad(11)$$

将方程(11)写成矩阵形式: $J=\lim_{T\to\infty}\dfrac{1}{T}\int_0^T[XQX^{\mathrm{T}}+U^{\mathrm{T}}RU+2XNU]\mathrm{d}t$ (12)

其中:

$$Q=\begin{bmatrix}0&0&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&0&0&0&0&0&0\\0&0&0&0&q_4+K_{sf}^2\beta_1&-q_4-K_{sf}^2\beta_1&K_{sf}K_{sr}\beta_2&-K_{sf}K_{sr}\beta_2&0&0\\0&0&0&0&-q_4-K_{sf}^2\beta_1&q_3+q_4+K_{sf}^2\beta_1&-K_{sf}K_{sr}\beta_2&K_{sf}K_{sr}\beta_2&-q_3&0\\0&0&0&0&K_{sf}K_{sr}\beta_2&-K_{sf}K_{sr}\beta_2&q_2+K_{sr}^2\beta_3&-q_2-K_{sr}^2\beta_3&0&0\\0&0&0&0&-K_{sf}K_{sr}\beta_2&K_{sf}K_{sr}\beta_2&-q_2-K_{sr}^2\beta_3&q_1+q_2+K_{sr}^2\beta_3&0&-q_1\\0&0&0&0&0&-q_3&0&0&q_3&0\\0&0&0&0&0&0&0&-q_1&0&q_1\end{bmatrix}$$

$$R=\begin{bmatrix}\beta_1 & \beta_2\\ \beta_2 & \beta_3\end{bmatrix}\qquad N=\begin{bmatrix}0 & 0 & 0 & 0 & -K_{sf}\beta_1 & K_{sf}\beta_1 & -K_{sr}\beta_2 & K_{sr}\beta_2 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{sf}\beta_2 & K_{sf}\beta_2 & -K_{sr}\beta_3 & K_{sr}\beta_3 & 0 & 0\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$\beta_1=\rho_1\alpha_3^2+\rho_2\alpha_2^2\qquad \beta_2=\rho_1\alpha_2\alpha_3+\rho_2\alpha_1\alpha_2\qquad \beta_3=\rho_1\alpha_2^2+\rho_2\alpha_1^2$$

假定可获得一个满意的状态变量估计($\hat{X}$)，则可根据分离原理得到一个近似最优的控制力：

$$U(t)=-K\hat{X}(t)\tag{13}$$

这里 K 即为由黎卡提方程求解得出的最优控制增益阵。

结合轴距预瞄控制算法，后轮输入的预瞄时间 $\tau=$ 轴距/汽车前进速度。那么，前后轮处路面输入关系可用 Laplace 传递函数表示如下：

$$\frac{w_2(s)}{w_1(s)}=\mathrm{e}^{-\tau s}\tag{14}$$

为使方程(14)变成时域表达式，采用 Pade 近似法将其转换为状态空间的形式，则对以一个二阶近似的附加状态矢量而言，其状态空间方程为

$$\dot{\eta}(t)=A_\eta\eta(t)+B_\eta w_1(t)\tag{15}$$

其中：$\eta=\begin{bmatrix}\eta_1\\ \eta_2\end{bmatrix}\quad A_\eta=\begin{bmatrix}0 & 1\\ -p_0 & -p_1\end{bmatrix}\quad B_\eta=\begin{bmatrix}-2p_1\\ 6p_0\end{bmatrix}\quad p_0=[12/\tau^2]\quad p_1=[6/\tau]$

输出方程为 $w_2(t)=\eta_1(t)-w_1(t)$ (16)

结合方程(9)、(15)、(16)，用于轴距预瞄控制算法并带有附加状态矢量 η 的系统状态方程为

$$\begin{bmatrix}\dot{X}\\ \dot{\eta}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A & FC_\eta\\ 0 & A_\eta\end{bmatrix}\begin{bmatrix}X\\ \eta\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}B\\ 0\end{bmatrix}U+\begin{bmatrix}FD_\eta\\ B_\eta\end{bmatrix}w_1\tag{17}$$

其中　$C_\eta=[1\quad 0]\qquad D_\eta=[1\quad 1]^{\mathrm{T}}$

3　卡尔曼滤波器的估计精度分析

根据系统状态方程即可构造出一个最优状态估计器，即卡尔曼滤波器，表示如下：

$$\dot{\hat{X}}(t)=[A-LC]\hat{X}(t)+BU(t)+LY(t)\tag{18}$$

其中 L 为最优状态观测器增益阵，$L=PC^{\mathrm{T}}V^{-1}$ (19)

式(19)中 P 为卡尔曼滤波器的黎卡提方程的解，即

$$AP+PA^{\mathrm{T}}+W-PC^{\mathrm{T}}V^{-1}CP+FWF^{\mathrm{T}}=0\tag{20}$$

由近似最优控制力式(13)，系统状态方程式(9)和式(18)，得到状态向量的最优估计，

$$\dot{\hat{X}}(t)=[A-BK-LC]\hat{X}(t)+LCX(t)+Lv(t)\tag{21}$$

根据上述算法分析由系统状态方程式(9)和式(17)分别描述的有无预瞄控制两种情况下卡尔曼滤波器的估计精度。首先提出一个指标用来定量分析各状态变量的估计精度，

$$p_i=\left[1-\frac{\sum_{k=1}^{N}(x_i(k)-\hat{x}_i(k))^2}{\sum_{k=1}^{N}x_i^2(k)}\right]\times 100\%\tag{22}$$

其中 N 为模拟中总的采样点数，$i(1,2,\cdots,5)$ 为状态变量下标，$k(1,2,\cdots,N)$ 为采样点序号。

实际中，悬架动行程可直接由一个选择适当的位移传感器测得。车身速度信号理论上可以通过对加速度信号进行积分得到，虽然一些实际的技术问题(比如零飘等))需要解决。

选取四个观测信号(前后悬架行程和前后车身速度)为卡尔曼滤波器的观测状态变量。模拟中假定位移传感器精度为±0.5%，加速度传感器精度为±0.2%，并忽略其对速度信号的积分误差。为了确定观测噪声，假定信噪比给定，观测噪声的强度与所观测的信号的强度成正比。这样，考虑到观测值也是近似高斯分布的白噪声，根据 3σ 原则(即实际测量值 99.75% 的时间落到真值的 $(1\pm e)$ 倍的区间内)，其标准差可由被观测状态的均方根值乘以传感器精度获得[8]。因此，当车辆参数、加权系数及路面输入给定后，便可计算出当前条件下的系统输出，因而得出测量噪声强度阵。下面给出一个测量噪声强度(以测量噪声方差来表示，见表3)和相应的状态估计器增益阵 L 的计算结果，模拟中输入的车辆参数值见表1，路面输入参数和加权参数值见表2。

$$L=\begin{bmatrix} -2.63 & 77.16 & -0.08 & 1.61 \\ 0.57 & -44246.64 & -0.05 & 0.84 \\ 51.14 & -3.35 & 1.1 & -0.06 \\ -50291.02 & 0.20 & 0.53 & -0.04 \\ -0.004 & 44.71 & -0.001 & 0.93 \\ 0.008 & -253.02 & 0.001 & 0.89 \\ 43.51 & -0.003 & 0.93 & -0.001 \\ -273.79 & 0.007 & 0.90 & 0.001 \\ 0.004 & -826.2 & 0.001 & 0.87 \\ -897.22 & -0.002 & 0.89 & 0.001 \end{bmatrix}$$

表 2 计算最优控制增益中的路面输入参数和加权参数值

路面输入参数		加权参数					
G_0(m³/cycle)	U_0(m/s)	q_1	q_2	q_3	q_4	ρ_1	ρ_2
5×10^{-6}	20	80000	1000	80000	1000	1	1

表 3 模拟中输入测量噪声强度矩阵中测量噪声标准差值

前悬架动行程的测量噪声方差 (σ_{swsf}^2)	后悬架动行程的测量噪声方差 (σ_{swsr}^2)	前车身加速度的测量噪声方差 (σ_{bvf}^2)	后车身加速度的测量噪声方差 (σ_{bvr}^2)
4.4×10^{-9}	5.13×10^{-9}	8.37×10^{-6}	1.03×10^{-5}

为了验证卡尔曼滤波器对状态的估计精度，进行了大量不同模拟条件下的仿真试验。本文给出了六个车速条件下的模拟结果，车辆行驶速度 U_0 分别为 5、10、15、20、25、30m/s。模拟中，路面不平度系数 G_0 总取为 5×10^{-6}m³/cycle。总的来说，无预瞄情况下，对状态矢量 X 的估计均很令人满意，所有状态变量的估计精度均超过 90%。相对而言，对车身速度的估计最好，对车轮速度的估计最差。

在有预瞄情况下，对状态矢量 X 可获得同样好的估计，所有其状态变量的估计精度也都超过 90%。但就附加状态矢量 η 而言，估计精度相对较差。而且随着车辆行驶速度的增加(它意味着测量噪声的增加)，对 η 的估计精度呈明显下降趋势。在本文研究的路面条件下，当车速小于 15m/s 时，状态变量 η 的估计仍令人满意，精度超过 70%；当车速再继续增加，估计精度变差，当车速为 20m/s 时，估计精度约为 50%～60%。

表 4　卡尔曼滤波器的估计精度值(%)

$p_1$for $\dot{x}_4$	$p_2$for $\dot{x}_3$	$p_3$for $\dot{x}_2$	$p_4$for $\dot{x}_1$	$p_5$for x_4	$p_6$for x_3
99.9999	96.6449	100.0000	92.9199	98.8744	99.2317
$p_7$for x_2	$p_8$for x_1	$p_9$for x_{01}	$p_{10}$for x_{02}	$p_{12}$for η_1	$p_{12}$for η_2
99.1484	99.2153	98.6190	97.7891	52.6247	59.6546

以上结论可由一个卡尔曼滤波器的估计结果来说明，见表 4，其输入参数值见表 1、表 2、表 3。图 2 也表明了该结果，其中每一个小图都由 2000 个点组成，它表示的是每一个状态变量的真值与其相应的估值之间的关系，即 $x_i vs.\hat{x}_i$ 或 $\eta_i vs.\hat{\eta}_i$。若估值与真值相等的话，对应的关系分布应严格地落在 45° 对角线上。图中距对角线的分散程度表示对状态变量估计的不精确度。

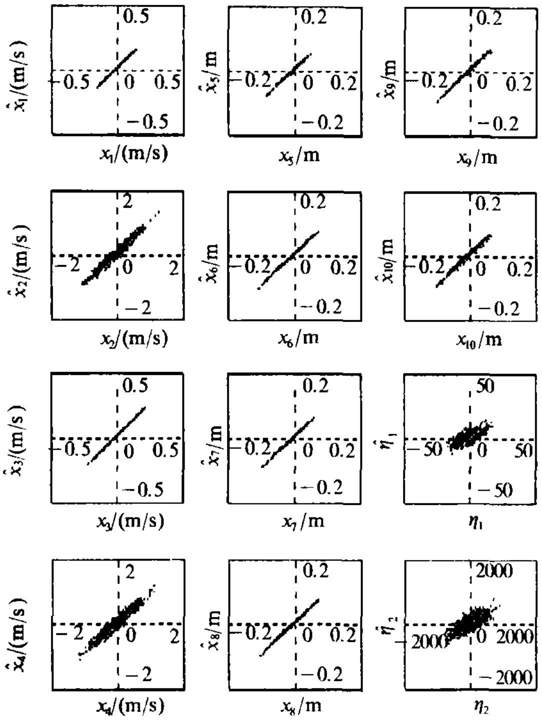

图 2　卡尔曼滤波器的估计结果

4　轴距预描控制对车辆性能改进的潜力

根据上述算法，可以通过对模拟结果的比较来分析轴距预瞄控制的效果及预瞄时间的影响。大量模拟结果表明，就前轮部分而言，有无预瞄控制车辆总体性能基本相同；但就后轮部分，采用轴距预瞄控制可使性能明显改善。车辆后部总体性能有明显改善的原因就是后悬架作动器接受到来自前轮的前馈信息。

下面分别对六种不同车速条件下，即分别对以 0.56、0.28、0.187、0.14、0.112、0.093s 的轴距预瞄时间的模拟结果进行了比较。表 5 和表 6 分别为没有采用状态估计器情况和采用估计器情况下有无结合预瞄控制算法时车辆性能均方根值的比较。

由表 5 得图 3，可更清楚地表明采用轴距预瞄控制后，车辆后部性能的改善程度。由图可见，与无预瞄控制结果相比，虽然车辆后部的车身加速度无明显改善且当车辆高速行驶时采用轴距预瞄控制反而恶化，但其它性能指标(包括车轮加速度、悬架动行程、轮胎动态位移)的均方根值分别降低约 20% ～ 30%。当车速很低时导致路面输入小，因而在低车速时轴距预瞄控制的效果也不明显；当车速在 10 ～ 20m/s 时，轴距预瞄控制效果最好；当车速再增加时，因轴距预瞄时间的下降，对车辆总体性能的改善程度也随之降低，由图 3 看出，预瞄时间对车身加速度的影响尤为明显。

如果结合卡尔曼滤波器于悬架系统，轴距预瞄控制效果将相对减小。由表 6 的比较看出，车辆后部性能的改进较表 5 相对较小，而且当车速增加时，性能改进的程度更小。其原因是随着车速的增加，轴距预瞄时间相应减小；当车速增加时，测量噪声强度增加，导致对附加状态矢量 η 的估计精度下降。尽管如此，在车速低于 20m/s 时，采用轴距预瞄控制对车辆性

表5 无卡尔曼滤波器情况下车辆性能之比较

车速(m/s)		BA_f	WA_f	SWS_f	DTD_f	BA_r	WA_r	SWS_r	DTD_r
5	有预瞄控制	0.6955	18.3470	7.2574	2.8141	0.8035	16.4996	5.7042	2.8366
	无预瞄控制	0.7463	17.4727	6.4077	2.7499	0.8343	16.5150	7.0491	2.9855
10	有预瞄控制	0.9613	25.6541	9.4698	4.0032	1.1103	20.3029	6.9547	3.3484
	无预瞄控制	1.0631	24.6155	8.9472	3.8479	1.1736	23.5140	9.9087	4.2472
15	有预瞄控制	1.2062	31.3461	10.8321	4.8811	1.3977	22.5803	7.4434	3.5499
	无预瞄控制	1.2966	30.0351	10.8953	4.6851	1.3860	28.0680	11.6115	5.0969
20	有预瞄控制	1.4456	36.2699	12.0054	5.6153	1.6652	25.0728	8.9746	3.9222
	无预瞄控制	1.4885	34.9606	12.4894	5.5251	1.6867	33.3881	13.2927	6.0520
25	有预瞄控制	1.8907	44.3763	14.2136	6.8169	2.1035	31.5492	14.2726	5.3448
	无预瞄控制	1.8673	43.0207	15.0175	6.5859	1.9120	39.7442	15.6532	7.1895
30	有预瞄控制	1.6741	40.5816	13.1235	6.2547	1.9605	28.0941	11.4405	5.5553
	无预瞄控制	1.7096	38.7199	13.7900	6.0155	1.8507	38.3995	14.5704	7.0243

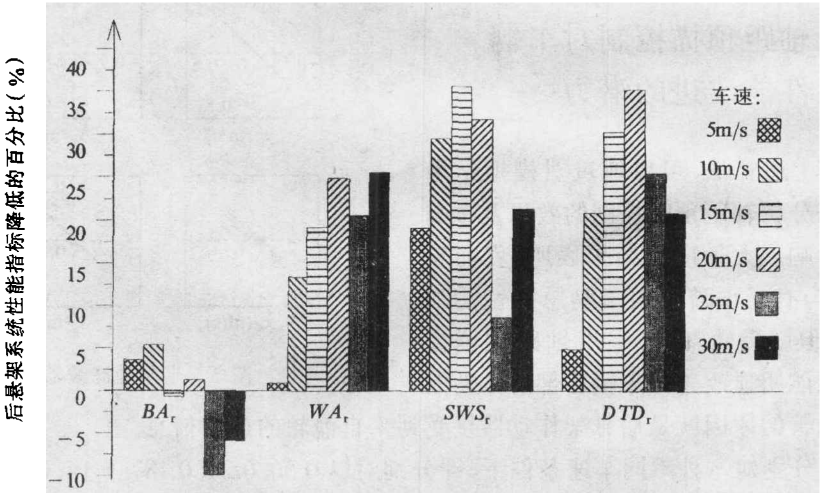

图3 与无预瞄控制结果相比后悬架系统性能指标

表6 采用卡尔曼滤波器情况下车辆性能之比较

车速(m/s)		BA_f	WA_f	SWS_f	DTD_f	BA_r	WA_r	SWS_r	DTD_r
5	有预瞄控制	0.6597	16.4466	7.9314	2.7000	0.7506	15.0344	5.6624	2.8257
	无预瞄控制	0.7016	15.2561	7.2867	2.6494	0.7701	14.6631	8.0267	2.9133
10	有预瞄控制	0.9276	23.2818	10.0724	3.8478	1.0539	19.1463	7.1315	3.6924
	无预瞄控制	0.9987	21.7250	10.0395	3.7296	1.0879	20.6640	11.0958	4.0852
15	有预瞄控制	1.1820	28.5042	11.5302	4.6912	1.3313	22.8465	8.9662	4.4960
	无预瞄控制	1.2283	26.5455	12.1726	4.5419	1.2937	24.8737	13.0341	4.9212
20	有预瞄控制	1.4582	34.0956	12.4388	5.5756	1.6323	27.7744	11.5443	5.4977
	无预瞄控制	1.4469	32.0337	13.3043	5.4859	1.6103	30.5231	14.3254	6.0163
25	有预瞄控制	1.6880	38.1450	13.7069	6.2092	1.8554	31.8729	14.6122	6.3132
	无预瞄控制	1.6455	35.3346	14.7092	6.0153	1.7935	35.1248	15.7303	6.8946
30	有预瞄控制	1.9014	41.6550	14.9256	6.7675	2.0455	35.6849	17.5598	7.0237
	无预瞄控制	1.8138	38.9796	15.9524	6.5047	1.8785	36.8505	17.0382	7.1526

能的改进仍较为明显，可使车辆后部悬架动行程和轮胎动态位移的均方根值与无预瞄控制结果相比分别降低约10%和30%。

5 结论

本文结合轴距预瞄控制对卡尔曼滤波器－主动悬架系统提出了一种算法，通过模拟研究证明了该算法的可行性，得出的主要结论如下。

(1)通过适当地选择观测状态变量，卡尔曼滤波器可以作为状态估计器用于最优主动悬架系统。总的来说，卡尔曼滤波器大多情况下都能取得令人满意的状态估计。但如加入轴距预瞄控制算法，在车速较高情况下，算法中附加状态变量的估计精度明显变差。

(2)证明了轴距预瞄控制能够进一步改进车辆性能的潜力。与无预瞄控制结果相比，后悬架系统性能指标均方根值最多可降低至35%。

(3)由于无需增加任何额外的测量成本，而且可明显改善车辆悬架系统总体性能，轴距预瞄控制可成为一个非常有前途的控制方法。但是本研究结果表明，在车速较高时(如在本文中的模拟条件下，车速高于20m/s即预瞄时间小于0.14s时)，附加状态矢量估计精度的下降及轴距预瞄控制效果的降低，此时对卡尔曼滤波器－主动悬架系统来说采用轴距预瞄控制算法意义不大。

符号说明

A, B, F,	微分方程系数矩阵	m_{bh}	1/2车身质量，kg
$A_\eta, B_\eta, C_\eta, D_\eta$	微分方程系数矩阵	m_w	车轮质量，kg
BA	车身加速度，m/s^2	p_0, p_1	预瞄算法中的系数
C_{sws}	允许的悬架动行程，mm	q_1	前轮胎动态位移的加权系数
DTD	轮胎动态位移，mm	q_2	前悬架动行程的加权系数
G_0	路面不平度系数，m^3/c	q_3	后轮胎动态位移的加权系数
I_b	俯仰转动惯量，kg·m^2	q_4	后悬架动行程的加权系数
J	性能指数	r	下标，表示后部
K	最优控制增益阵	w_1	前轮输入白噪声
K_s	悬架弹簧的刚度，N/m	w_2	后轮输入白噪声
K_t	轮胎刚度，N/m	x_{bh}	质心处垂直位移，m
L	状态估计器最优增益阵	x_{01}	前轮处路面位移，m
Q, R, N	加权矩阵	x_{02}	后轮处路面位移，m
SWS	悬架动行程，mm	x_1	前轮垂直位移，m
T, t	时间，s	x_2	车身前部垂直位移，m
U	控制输入矩阵	x_3	后轮垂直位移，m
U_0	汽车前进速度，m/s	x_4	车身后部垂直位移，m
U_a	作动器控制力，kN	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$	车辆模型中的系数
W	白噪声输入矩阵	$\beta_1, \beta_2, \beta_3$	加权矩阵中的系数
WA	车轮加速度，m/s^2	η	预瞄算法中的附加状态矢量

X	状态矢量	θ_b	车身俯仰角，rad
a	前桥至质心的距离，m	ρ_1	车身前部加速度的加权系数
b	后桥至质心的距离，m	ρ_2	车身后前加速度的加权系数
f	下标，表示前部	τ	后轮路面输入的预瞄时间，s
f_0	下截止频率，Hz	σ	测量噪声标准差
l	轴距，m		

参考文献

1 Foag W. A Practical Control Concept for Passenger Car Active Suspension with Preview. IMechE Paper C24/88

2 Louam N, Wilson D A, Sharp R S. Optimisation and Performance Enhancement of Active Suspensions for Automobiles under Preview of the Road. Vehicle System Dynamics, 1992. 21:39 ~ 63.

3 Hac A. Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension. Vehicle System Dynamics, 1992, 21:167 ~ 195

4 Fruhauf F, Kasper R, Luckel J. Design of an active suspension for a passenger vehicle model using input processes with time delays.Proceedings of 9th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Linkoping, Sweden, 1985:126 ~ 138

5 Abdel-Hady M B A. The Effects of Active Suspension Control on Vehicle Ride Behaviour:[phD Thesis]. Department of Mechanical Engineering, The University of Leeds. 1989

6 Crolla D A, Abdel-Hady M B A. Active Suspension Control Performance Comparisons Using Control Laws Applied to a Full Vehicle Model. Vehicle System Dyanmics, 1991, 20:107 ~ 120

7 Fan Yu. Adaptive and Self-tuning Control of Vehicle Suspension:[PhD Thesis]. Department of Mechanical Engineering, The University of Leeds, 1996

8 Yu Fan、Crolla D A. Wheelbase Preview Optimal Control for Active Vehicle Suspensions. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1998,11(20):57 ~ 64

(上接第71页)

车垂直振动的仿真，仿真结果与试验数据的一致性验证了所建模型的正确性。建立的轮胎包容特性模型（特别是弹性滚子接触模型）可用于汽车垂直振动和侧向振动的研究及汽车动态载荷的分析等。

参考文献

1 郭孔辉.关于轮胎包容特性与有效路形的初步研究.长春汽车研究所试验研究报告，1990

2 郭孔辉，刘蕴博，扬阳.轮胎试验技术的开发研究及其在汽车性能研究中的应用前景.汽车工程，1990;(1)

3 Guo Konghui. Tire Roller Contact Model for Simulation of Vehicle Vibration Input. SAE Paper 932008

4 Beres W. Linear Models of Tyre Enveloping Properties. International Journal of Vehicle Design, 1987; 8(4 ~ 6)

5 郭孔辉.汽车操纵动力学.长春：吉林科学技术出版社，1991

6 丁国峰.轮胎包容特性及路面振动输入研究.硕士论文，长春：长春汽车研究所，1994

7 刘蕴博.载重汽车轮胎包容特性试验报告.长春汽车研究所试验报告，1986

8 郭孔辉，吴世杰，李承德.汽车侧向振动模拟研究.汽车工程，1995;17(5)